

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11)特許出願公告番号

特公平8-30526

(24) (44)公告日 平成8年(1996)3月27日

(51)Int.Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 1 6 H 57/02	5 0 1 B			
F 1 6 C 19/16				

発明の数1(全 5 頁)

(21)出願番号	特願昭61-312962	(71)出願人	999999999 富士重工業株式会社 東京都新宿区西新宿1丁目7番2号
(22)出願日	昭和61年(1986)12月26日	(72)発明者	坂井 康人 東京都東村山市廻田町4-1-36
(65)公開番号	特開昭63-167116	(72)発明者	岡村 實 東京都杉並区久我山4-41-14
(43)公開日	昭和63年(1988)7月11日	(74)代理人	弁理士 小橋 信淳
審判番号	平6-9913	審判の合議体	
		審判長	酒井 徹
		審判官	西村 敏彦
		審判官	野村 亨

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 無段変速機のプーリ軸支持装置

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】ベルト式無段変速機を構成する一方のプーリ軸を、プーリ近傍に配設したボールベアリングにより回転自在に軸支して、プーリの位置決めを図る同時にプーリ軸に取付けたギヤによるスラスト荷重とベルトによるラジアル荷重とを同時に受ける構成のものにおいて、上記ボールベアリングのインナレースとアウトレースの各ボール受け部における曲率半径を、インナレース側の曲率半径はボール直径の50.1~50.9%に、アウトレース側の曲率半径はボール直径の50.1~51.9%に設定して、通常

の標準設定値よりもボールの曲率に近似するよう小さく設定してなることを特徴とする無段変速機のプーリ軸支持装置。

【発明の詳細な説明】

【産業上の利用分野】

2

本発明は、車両のベルト式無段変速機のプーリ軸支持装置に関し、詳しくは、ベルトによるラジアル荷重とギヤによるスラスト荷重を同時に受けるベアリングの構造に関する。

【従来の技術】

従来、この種のベルト式無段変速機のギヤトレーンに関しては、例えば特開昭59-175664号公報の先行技術がある。ここで、主軸のプライマリプーリと副軸のセカンダリプーリの間にベルトが巻付けられており、副軸は更に中間減速ギヤを介して伝動構成される。ここで、ギヤは普通のギヤであってドライブ時の軸方向反力をセカンダリプーリ側に作用し、セカンダリプーリの近傍でそのプーリ片側を位置決めすると共に副軸を支持するボールベアリングで、ベルトによるラジアル荷重と上記ギヤによるスラスト荷重を受けることが示してある。

(2)

3

【発明が解決しようとする問題点】

ところで、ボールベアリングは、一般にボールの直径 d に対しインナレースのボール受け部の曲率半径 R_i は $0.51d$ 以上であり、アウトレースのボール受け部の曲率半径 R_o は $0.53d$ 以上に設定され、インナレースとアウトレースの軸方向のずれが多少生じてもそれを吸収可能になっている。従って、かかるボールベアリングを上記セカンダリプーリの軸の支持に用いると、ギヤのスラスト荷重でベアリングの部分で軸方向にずれてセカンダリプーリが片側に移動し、プライマリプーリに対するセカンダリプーリの芯ずれ（ミスアライメント）が必要以上に大きくなる。そしてこの芯ずれは、ギヤの駆動力に伴うスラスト荷重の変化に対し変動する。

ここで、プライマリプーリとセカンダリプーリの芯ずれは最小限に設定されている。即ち、この芯ずれが大きいとベルトが蛇行し、多数の列状態の元素に掛けてあるリングの側縁が元素に接して損傷し、このためベルトの耐久性を損うからである。従って、上述のボールベアリングにおける軸方向変位を抑えてプーリの芯ずれの増大を防ぐことが望まれる。

本発明は、このような点に鑑みてなされたもので、プーリを位置決めしてラジアル荷重とスラスト荷重を受けるボールベアリングの軸方向変位を規制して、ベルトの耐久性の向上を図るようにした無段変速機のプーリ軸支持装置を提供することを目的としている。

【問題点を解決するための手段】

上記目的を達成するため、本発明は、ベルト式無段変速機を構成する一方のプーリ軸を、プーリ近傍に配設したボールベアリングにより回転自在に軸支して、プーリの位置決めを図る同時にプーリ軸に取付けたギヤによるスラスト荷重とベルトによるラジアル荷重とを同時に受ける構成のものにおいて、

上記ボールベアリングのインナレースとアウトレースの各ボール受け部における曲率半径を、インナレース側の曲率半径はボール直径の $50.1 \sim 50.9\%$ に、アウトレース側の曲率半径はボール直径の $50.1 \sim 50.9\%$ に設定して、通常の標準設定値よりもボールの曲率に近似するよう小さく設定してなることを特徴とする。

【作用】

上記構成に基づき、プーリ近傍に設置されて位置決めも兼ねているボールベアリングのインナレースとアウトレース相互の軸方向変位が非常に小さく設定されているので、ギヤによるスラスト荷重がかかってもプーリの移動、即ちプライマリプーリとセカンダリプーリ相互の芯ずれの増大を生じないようになる。

こうして本発明では、プーリを位置決め支持するボールベアリングの位置決め機能が強化されて、ベルトの耐久性を向上することが可能となる。

【実施例】

以下、図面を参照して本発明の一実施例を具体的に説

4

明する。

第1図において、本発明が適用されるものとして、電磁粉式クラッチと組合わせたベルト式無段変速機の伝動系の一例について説明すると、符号1は電磁粉式クラッチ、2は無段変速機であり、無段変速機2は大別すると、入力側から前後進の切換部3、プーリ比変換部4および終減速部5が伝動構成されて成る。そして、クラッチハウジング6の一方に電磁粉式クラッチ1が収容され、そのクラッチハウジング6の他方と、そこに接合されるメインケース7、更にメインケース7のクラッチハウジング6と反対の側に接合されるサイドケース8の内部に、無段変速機2の切換部3、プーリ比変換部4および終減速部5が組付けられている。

電磁粉式クラッチ1は、エンジンからのクランク軸10にドライブプレート11を介して一体結合するリング状のドライブメンバ12、変速機入力軸13に回転方向に一体的にスプライン結合するディスク状のドリブンメンバ14を有する。そして、ドリブンメンバ14の外周部側にコイル15が内蔵されて両メンバ12、14の間に円周に沿いギャップ16が形成され、このギャップ16はその内側の電磁粉を有するパウダ室17と連通している。また、コイル15を具備するドリブンメンバ14のハブ部のスリップリング18に給電用ブラシ19が摺接し、スリップリング18から更にドリブンメンバ14内部を通りコイル15に結線されてクラッチ電流回路が構成されている。

こうして、コイル15にクラッチ電流を流すと、ギャップ16を介してドライブおよびドリブンメンバ12、14の間に生じる磁力線により、そのギャップ16に電磁粉が鎖状に結合して集積し、これによる結合力でドライブメンバ12に対しドリブンメンバ14が滑りながら一体結合して、クラッチ接続状態になる。一方、クラッチ電流をカットすると、電磁粉によるドライブおよびドリブンメンバ12、14の結合力が消失してクラッチ切断状態になる。そして、この場合のクラッチ電流の制御を無段変速機2の切換部3の操作に連動して行うようにすれば、パーキング（P）またはニュートラル（N）レンジから前進のドライブ（D）、スポーティドライブ（Ds）または後退のリバース（R）レンジへの切換時に自動的にクラッチ1が接断して、クラッチペダル操作が不要になる。

次いで、無段変換機2において切換部3は、上記クラッチ1から入力軸13とこれに同軸上に配置された主軸20との間に設けられる。即ち、入力軸13に前進被係合側を兼ねた後進ドライブ用のギヤ21が形成され、主軸20には後進被係合側のギヤ22が回転自在に嵌合してあり、これらのギヤ21、22が軸23で支持されたカウンタギヤ24、軸25で支持されたアイドルギヤ26を介して噛合い構成される。そして、主軸20とギヤ21および22との間に切換機構27が設けられる。ここで、常時噛合っている上記ギヤ21、24、26、22はクラッチ1のコイル15を有するドリブンメンバ14に連結しており、クラッチ切断時のこの部分の慣

(3)

5

性マスが比較的大きい点に対応して、切換機構27は主軸20のハブ28にスプライン嵌合するスリーブ29が、シンクロ機構30, 31を介して各ギヤ21, 22に噛合い結合するように構成されている。

これにより、スリーブ29をシンクロ機構30を介してギヤ21側に噛合わすと、入力軸13に対し主軸20が直結して前進状態になる。一方、スリーブ29を逆にシンクロ機構31を介してギヤ22側に噛合わせると、入力軸13はギヤ21, 24, 26, 22を介し主軸20に連結され、エンジン動力が減速逆転して後進状態になる。

プーリ比変換部4は、上記主軸20に対し副軸35が平行配置され、これらの両軸20, 35にそれぞれプライマリプーリ36, セカンダリプーリ37が設けられ、且つ両プーリ36, 37の間にエンドレスの駆動ベルト34が掛け渡してある。プーリ36, 37はいずれも2分割に構成され、一方の固定プーリ36a, 37aに対し、他方の可動プーリ36b, 37bがプーリ間隔を可変にすべく移動可能にされ、可動プーリ36b, 37bには、それ自体ピストンを兼ねた油圧サーボ装置38, 39が付設され、更にセカンダリプーリ37の可動プーリ37bには、プーリ間隔を狭くする方向にスプリング40が付勢されている。

また、油圧制御系として作動源のオイルポンプ41がプライマリプーリ36の隣りに設置される。このオイルポンプ41は高圧用のギヤポンプであり、ポンプ駆動軸42がプライマリプーリ36, 主軸20および入力軸13の内部を貫通してクランク軸10に直結し、エンジン運転中常に油圧を生じるようになっている。そして、このオイルポンプ41の油圧を制御して各油圧サーボ装置38, 39に給排油し、プライマリプーリ36とセカンダリプーリ37のプーリ間隔を逆の関係に変化して、駆動ベルト34のプーリ36, 37におけるプーリ比を無段階に変換し、無段変速した動力を副軸35に出力する。

終減速部5は、上記プーリ変換部4の高速段側最小プーリ比が例えば0.5と非常に小さく、このため副軸35の回転数が大きい点に鑑み、副軸35に対し1組の中間減速ギヤ43を介して出力軸44が連結される。そして、この出力軸44のドライブギヤ45にファイナルギヤ46が噛合い、ファイナルギヤ46から作動機構47を介して左右の駆動輪の車輪48, 49に伝動構成される。

一方、セカンダリプーリ側の支持装置について述べると、副軸35においてギヤ43のドライブギヤ43aの隣のクラッチハウジング側にローラベアリング50が設置される。また、セカンダリプーリ37の固定プーリ37aの隣のサイドケース側にボールベアリング51が設置される。ボールベアリング51はインナレース51a, アウタレース51bおよびボール51cから成り、インナレース51aを副軸35の段部35aに係止すると共にロックナット52で締結し、アウタレース51bをサイドケース凹部8aに嵌合すると共にプレート53で抜止めして取付けられるのであり、ローラベアリング50についても略同様に取付けてある。こ

6

で、ギヤ43はヘリカルギヤであるから、ドライブギヤ43aのドライブ(D)時には軸方向反力であるスラスト荷重 F_s は実線の矢印のようにプーリ側に作用し、減速および後進(R)時にはそのスラスト荷重 F_s が破線の矢印のように逆向きに作用する。

そして上記両ベアリング50, 51により、セカンダリプーリ37と副軸35の軸方向の位置決めを行うと共に、回転自在に支持する。またボールベアリング51では、ベルト張力によるラジアル荷重 F_R の大部分と、減速等に比べて大きいドライブ時のスラスト荷重 F_s とを受けるようになっている。従って、ドライブ時のスラスト荷重 F_s によるボールベアリング51の軸方向変位が直接的に、プライマリおよびセカンダリプーリ36, 37の中心 O_p , O_s のずれに影響する。

そこで、ボールベアリング51自体の構成が第2図(a)のようになっている。即ち、ボール51cの直径を d 、インナレース51aのボール受け部51dの曲率半径を R_i 、アウタレース51bのボール受け部51eの曲率半径を R_o とすると、ベアリングとして成立するには、 $R_i, R_o > d/2$ である。そこで一般的には、 $R_i > 0.51d, R_o > 0.53d$ 程度に設定されて、インナレース51aとアウタレース51bの多少の軸方向変位を吸収する構成になっている。しかるに、両ボール受け部51d, 51eの曲率をボール51cのものに近似させて、軸方向変位を規制しており、その曲率半径 R_i, R_o は上記一般的なものの以下の

$$R_i = 0.501 \sim 0.509d$$

$$R_o = 0.501 \sim 0.519d$$

のように設定される。これにより軸方向変位は、第2図(b)のように破線の従来例に比べて実線のように小さい特性になっている。

また第2図(c)は、本発明による計測データであって、インナレースの曲率半径 $R_i = 0.505d$ として無段変速機の最小変速比全開走行時相当の軸方向荷重とラジアル荷重を作用させたときの軸方向変位を示す。これによると、アウタレースの曲率半径 R_o が小さければ小さい程変位は小さくなる傾向にある。しかし、前に述べたように、理論的には $R_o > 0.50d$ でなければならないので、上述のような範囲の値が導き出される。

上記構成により、クラッチ1の係合によりエンジン動力が前後進切換部3を介してプーリ比変換部4のプライマリプーリ36に入力し、両プーリ36, 37とベルト34で無段変速した動力が副軸35に出力し、これがギヤ43以降の車輪側に伝達して車両走行する。このとき、伝達トルクに応じて変化したラジアル荷重 F_R とスラスト荷重 F_s とをボールベアリング51で受けているが、このボールベアリング51の軸方向変位が最小に規制されていることで、セカンダリプーリ37のスラスト荷重 F_s による移動も規制される。そこで、プーリ36, 37の芯ずれは設計された初期値に保持され、ベルト34の必要以上の蛇行が防止されるのである。

(4)

7
 なお、ボールベアリングの部分に、軸方向変位の少ないものとして3点または4点の多点接触ベアリングを用いることも考えられるが、大きいベルトによるラジアル荷重に対する対策を考慮する必要がある。

【発明の効果】

以上に述べてきたように、本発明によれば、ボールベアリングのインナレースおよびアウトレースの各ボール受け部の曲率半径が、ボール直径に対し通常のそれぞれの標準設定値（51%，53%）よりも小さく設定されていることから、軸に取付けたギヤによるスラスト荷重がプーリ軸に作用する際、インナレースとアウトレースの相互間における軸方向の変位量が通常のものより小さくな

り、両プーリ相互間の芯ずれが最小限に抑制される。

この結果、ボールベアリングによるプーリの位置決め機能が強化されて、ベルトの耐久性を向上することができるという効果が得られる。

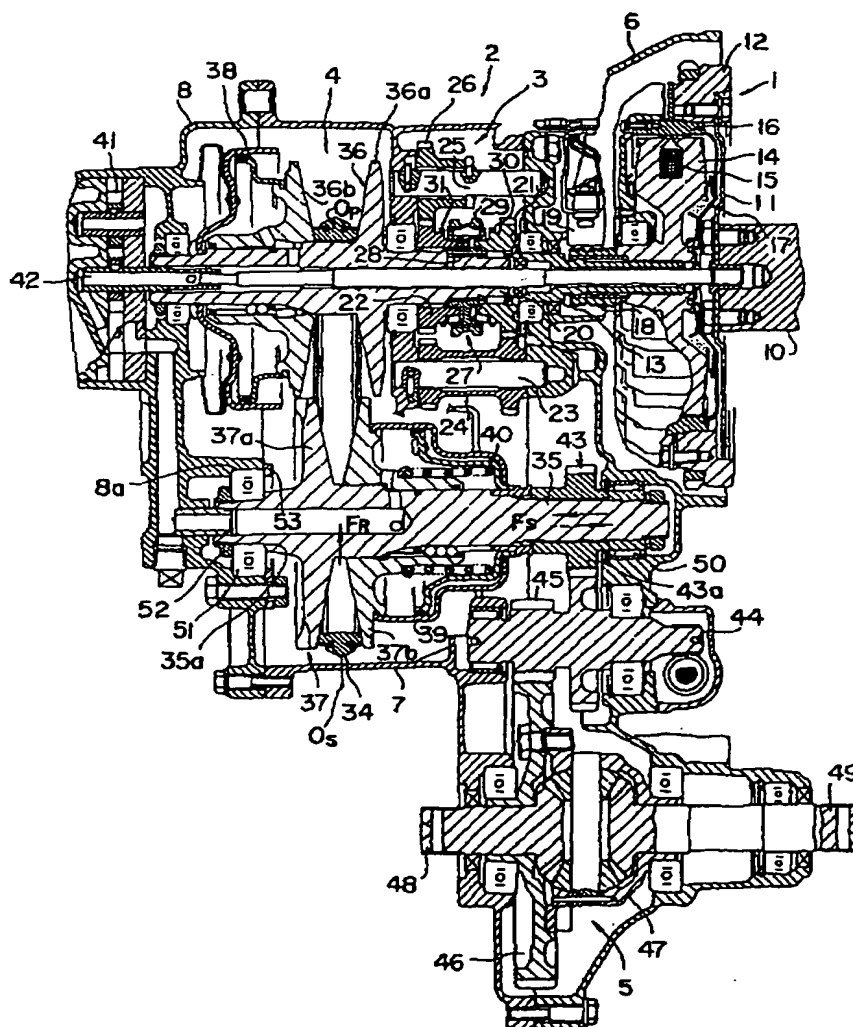
【図面の簡単な説明】

第1図は本発明のプーリ軸支持装置の実施例を示す縦断面図、第2図（a）はボールベアリングの断面図、

（b）はベアリング特性図、（c）は計測図である。

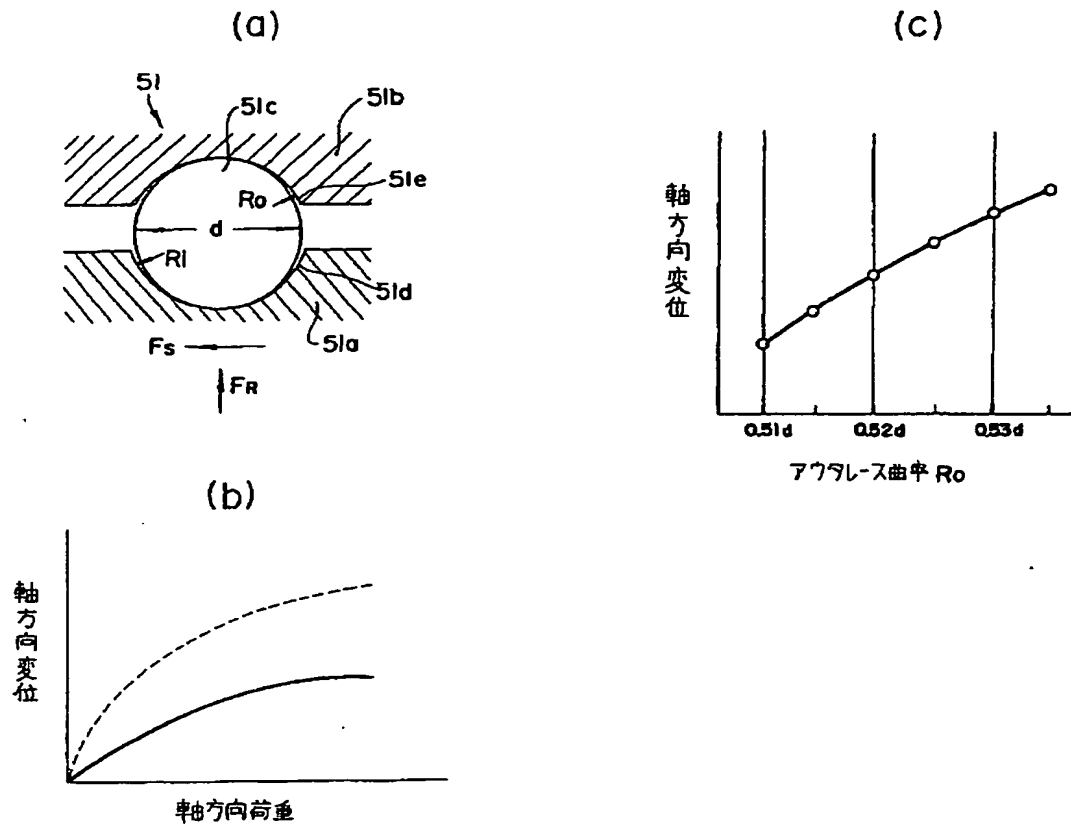
35……副軸、37……セカンダリプーリ、51……ボールベアリング、51a……インナレース、51b……アウトレース、51c……ボール。

【第1図】



(5)

【第2図】



フロントページの続き

- (56) 参考文献 特開 昭53-139047 (J P, A)
 実開 昭57-149323 (J P, U)
 転がり軸受の選び方・使い方編集委員会
 編「転がり軸受の選び方・使い方」第1版
 (1976-12-1) P. 274 井戸守 外2
 名著「ミニチュア王軸受」(昭36-12-
 30) 日刊工業新聞社 P. 120